

*В.А. КОВАЛЬ, Е.А. КОВАЛЕВА, В.В. РОМАНОВ, А.В. СКВОРЦОВ*

### УЧЕТ НЕОСЕСИММЕТРИЧНОСТИ ТЕЧЕНИЯ В ОСЕВЫХ ТУРБОМАШИНАХ

The approach under the account of the defective phenomena is observed by development of mathematical models of current in meridional plane  $S_2$  of axial turbomachines. Comparison of designs and skilled radial distributions of axial and peripheral making speeds behind the vane wheel rotor of a step of the axial-flow compressor is resulted.

При проектировании компрессоров и турбин ГТД, как правило, применяются осесимметричные методы поверочных расчетов в двухмерной, или квазитрехмерной постановки задачи. Такие расчетные схемы предполагают осреднение по шагу уравнений движения в предположении установившегося течения. При осреднении в уравнениях движения появляется сила воздействия лопаток на поток  $F$ , а в уравнении неразрывности – коэффициент загромождения  $\chi$ , которые учитывают тангенциальный наклон и толщину лопаток турбомашин.

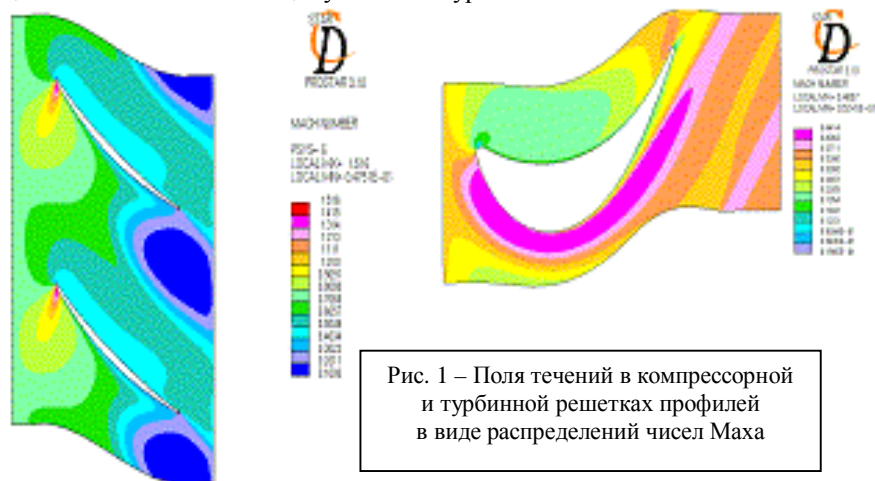


Рис. 1 – Поля течений в компрессорной и турбинной решетках профилей в виде распределений чисел Маха

Исторически полагалось, что течение, близкое к осесимметричному, наблюдается при безотрывном обтекании лишь в средней по высоте канала области и нарушается в области ограничивающих поверхностей проточной части [1,2]. Вместе с тем, поток вязкого сжимаемого газа в турбомашинах имеет сложную трехмерную структуру и, как показывают расчетные и многочисленные экспериментальные исследования, имеет место существенное отклонение от осевой симметрии даже на расчетном режиме

работы турбомашин при согласованной работе ее ступеней. На рис. 1 показана картина течения в межлопаточных каналах компрессорной и турбинной решетках в виде распределения чисел Маха при расчетном обтекании профилей. Видно, что в компрессорной решетке и в случае откорректированной диффузорности наблюдается явно выраженная зона интенсивного торможения потока с последующим сбеганием пограничного слоя на спинке лопатки в развитый аэродинамический след. При этом в нарушенном дефектами скорости потоке проявляется заметная окружная неравномерность ( $M=0,1\dots 0,4$ ), и гипотеза об осесимметричности течения является некорректной. Данная ситуация еще в большей мере проявляется по мере возрастания загруженности лопаточных машин, а также на нерасчетных режимах обтекания решеток профилей. В этом случае дефекты скорости и коэффициент аэродинамического загромождения потока становятся значительными не только в области ограничивающих поверхностей, но и средних сечениях лопаточного венца. Для турбинной решетки числа Маха в окружном направлении могут изменяться в пределах  $M=0,2\dots 0,4$  (рис.1).

Радиальное и окружное распределение коэффициента аэродинамического загромождения сильно влияет на поле параметров потока. Поэтому в работах [3 – 5] подчеркивается важность введения этого коэффициента, в дополнение к коэффициенту геометрического загромождения при моделировании течения в турбомашинах. Определяя параметр загромождения  $K$ , как отношение осевой составляющей скорости  $w_a^a$ , осредненной по площади при средневзвешенной плотности  $\bar{\rho}$ , к осевой составляющей скорости  $w_a^m$ , осредненной по массовому расходу  $/2,3/$

$K = \frac{w_a^a}{w_a^m}$ , запишем уравнение расхода

$$G = 2\pi \int_{r_{em}}^{r_{nep}} \bar{\rho} w_a^m \chi K r dr = 2\pi \int_{r_{em}}^{r_{nep}} \bar{\rho} w_a^a \chi \psi r dr = 2\pi \int_{r_{em}}^{r_{nep}} \bar{\rho}_0 w_{a_0} \chi r dr, \quad (1)$$

где  $\lambda = \frac{t'}{t} = \frac{t-d}{t} = 1 - \frac{d}{t}$  – коэффициент геометрического загромождения,  $t$  – шаг решетки,  $d$  и  $t'$  – толщина лопатки ширина межлопаточного канала в окружном направлении,  $\rho_0$  и  $w_{a_0}$  – плотность и расходная составляющая скорости в ядре потока,  $\psi$  – коэффициент расхода

$$\psi = \frac{\int_0^{t'} \rho w_a dy}{\int_0^{t'} \rho_0 w_{a_0} dy} = 1 - \frac{\delta^*}{t' \sin \beta_2}, \quad (2)$$

где  $\delta^*$  – толщина вытеснения,  $\beta_2$  – угол потока на выходе из решетки.

Таким образом, для учета коэффициента аэродинамического загромождения  $K$  в уравнении расхода, необходимо знать параметры в ядре потока и характеристики пограничного слоя или закомочного следа, в зависимости от рассматриваемого сечения вдоль проточной части. Методика расчета параметров следа на любом расстоянии за выходными кромками лопаток предложена в работе [5], но применима лишь в случае малой неоднородности потока, т.е. малых дефектов скорости  $Def = u_{\max} / w_0$ , где  $u_{\max} = w_0 - w_{\min}$  – максимальная дополнительная скорость в следе,  $w_0$  и  $w_{\min}$  – скорость в ядре потока и минимальная скорость в следе. В то же время известно, что на предсрывных режимах дефекты скорости могут достигать 70% [3]. Ниже приводится методика определения характеристик аэродинамического следа при больших дефектах скорости с использованием эмпирических зависимостей потерь в осевых компрессорах.

Допуская, что выравнивание давления  $P$  и угла выхода потока  $\beta_2$  происходит в пределах небольшой области (ближнего следа) за выходными кромками решетки [5], для аэродинамического следа запишем коэффициент количества движения  $j$  (коэффициент скорости) и коэффициент энергии  $\eta$

$$j = \frac{\int_0^{t'} \rho w w_a dy / \int_0^{t'} \rho w_a dy}{\int_0^{t'} \rho_0 w_0 w_{a_0} dy / \int_0^{t'} \rho_0 w_{a_0} dy} = \frac{w^m}{w_0} = 1 - \frac{\delta^{**}}{\psi t' \sin \beta_2}, \quad (3)$$

$$\eta = \frac{\int_0^{t'} \rho w^2 w_a dy / \int_0^{t'} \rho w_a dy}{\int_0^{t'} \rho_0 w_0^2 w_{a_0} dy / \int_0^{t'} \rho_0 w_{a_0} dy} = \frac{(w^2)^m}{w_0^2} = 1 - \frac{\delta^{***}}{\psi t' \sin \beta_2}, \quad (4)$$

$\delta^{**}$  и  $\delta^{***}$  – толщины потери импульса и энергии; верхний индекс “m” означает осреднение по массовому расходу.

Рассматривая выражения (3), (4) и учитывая, что для следа  $t' = t$ , получим

$$\eta = \frac{(w^2)^m}{(w^m)^2} j^2 = \frac{(t - \delta_t^* - \delta_t^{***})(t - \delta_t^*)}{(t - \delta_t^* - \delta_t^{**})^2},$$

где нижний индекс “t” соответствует проекции на наружное направление, и определим формпараметр

$$H_{32} = \frac{1 - \eta}{1 - j}$$

Расчетные исследования для профиля скорости следа Прандтля

$$\bar{u} = \frac{u}{u_{\max}} = [1 - (\frac{y}{\delta/2})^{1.5}]^2 \quad (5)$$

показали, что при осевом выходе потока из решетки ( $\beta_2 = 90^\circ$ ,  $\delta_t = \delta$ ) в случае несжимаемой жидкости ( $M = 0$ ) и дефекта скорости  $Def = 1$  отношение  $(w^2)^m / (w^m)^2$  составляет 1,007 при  $\delta_t = 0,1t$  и 1,041 при  $\delta_t = 0,5t$ , т.е. когда проекция ширины следа на окружное направление составляет соответственно 10% и 50% шага решетки. При числе Маха  $M = 1$  эти величины равны 1,006 и 1,036. По экспериментальным данным [4] у торцовых поверхностей отношение может достигать 1,06. Согласно выполненным расчетам известное выражение  $\eta = j^2$  можно использовать при  $Def < 0,3$  и  $\delta_t / t < 0,5$ . При этом погрешность не превышает 1%.

Для случая  $Def \approx 0$ , используя выражение (3), определим

$$\eta = j^2 = 1 - \zeta = (1 - \frac{\delta^{**}}{\psi t \sin \beta_2})^2,$$

$$H_{32} = \frac{1 - \eta}{1 - j} = 1 + j$$

Полагая  $d^* = d^{**}$ , можно получить часто используемое выражение  $\zeta = 2\delta^{**} / t \sin \beta_2$ . Для компрессорной решетки, принимая  $w_2 \sin \beta_2 = w_1 \sin \beta_1$ , коэффициент потерь записывают в виде

$$\zeta = \frac{2\delta^{**}}{t \sin \beta_2} \cdot \frac{\sin^2 \beta_1}{\sin^2 \beta_2}.$$

В случае значительных дефектов скорости найдем

$$\eta = \frac{(w_2^2)^m}{w_{20}^2} 1 - \frac{w_{20}^2 - (w_2^2)^m}{w_{20}^2} = 1 - \frac{L_{1-2} - L_{1-2s}}{w_{20}^2 / 2} = 1 - \zeta,$$

где  $L_{1-2}$  и  $L_{1-2s}$  – работа сжатия при политропном и изоэнтропическом процессах.

Используя опытные данные по величинам потерь в осевых компрессорах  $\zeta = 2\Delta P^* / \rho w_1^2$  и известные способы распределения по высоте канала, учитывая, что расчет течения осуществляется в несколько приближений. Определим коэффициент восстановления полного давления

$$\sigma = 1 - \frac{k}{k+1} \zeta \lambda_1^2 \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_1^2\right)^{\frac{1}{k-1}}$$

и параметры потока на выходе из решетки. Далее вычислим скорость в ядре потока

$$w_{20} = \sqrt{2C_p [T_2^* - T_1 (P_2 / P_1)^{\frac{k-1}{k}}]},$$

коэффициенты  $\zeta, \eta, j$  и формпараметр  $H_{32}$ .

Выполняя предварительные расчеты по влиянию сжимаемости и неравномерности потока на параметры следа, для принятого профиля скорости (5) находятся зависимости  $H_{12} = \delta^* / \delta^{**}$ ,  $H_{32}$  от  $M_{20} = w_{20} / \sqrt{KRT_{20}}$  и  $Def$ . Поскольку формпараметр  $H_{32}$  практически не зависит от  $M_{20}$  ([3]) то после определения  $Def = f(H_{32})$ , вычисляются формпараметр  $H_{21} = f(Def, M_{20})$ , коэффициент расхода  $\psi = 1 / ((1-j)H_{12} + 1)$  и условные толщины следа, необходимые в качестве замыкающих соотношений при решении системы уравнений.

Таким образом, используя эмпирические зависимости потерь и предложенную методику определения характеристик закомочного следа при больших дефектах скорости, можно учесть коэффициент аэродинамического загромождения при расчете течения в осевых компрессорах, включая и предсрывные режимы работы.

На рис.2 показаны радиальные распределения осевой и окружной составляющих абсолютной скорости за РК, а также степени повышения полного давления в колесе ступени вблизи границы вращающегося срыва.

Здесь сплошная линия – эюры, полученные с помощью метода, учитывающего нарушение осевой симметрии потока и кривизну линий тока [3].

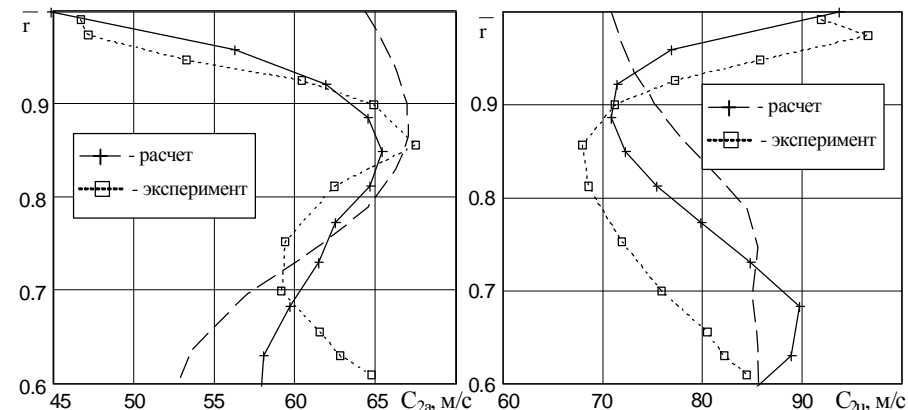


Рис. 2 – Радиальные эюры параметров потока

за РК ступени на предсрывном режиме ( $\bar{C}_a = 0.316$ ):

—+— расчет; —□— опыт; ---- расчет в осесимметричной постановке

Пунктирная линия соответствует распределениям  $C_{2a}$ ,  $C_{2u}$ , найденным без учета этих явлений. Видно, что предложенный метод позволяет более точно описать поля параметров на предсрывном режиме.

В результате многочисленных численных исследований влияния аэродинамического загромождения проточной частью компрессора на форму движения потока в сравнении с осесимметричной постановкой задачи установлено, что ошибка в определении кинематических параметров может составлять порядка 40 %, что делает проблематичным использование широко применяемых в практике проектирования осесимметричных методов расчета.

В настоящее время авторами статьи начаты работы по разработке метода поверочного расчета осевой газовой турбины с учетом нарушения осевой симметрии потока и кривизны линий тока. В качестве замыкающих соотношений для пограничного слоя при численном решении уравнений 2-D задачи будут использованы результаты обобщений продувок решеток турбинных профилей.

Список литературы: 1. Сироткин Я.А. Аэродинамический расчет лопаток осевых турбомашин. - М.: Машиностроение, 1972. - 448 с. 2. Жуковский М.И. Аэродинамический расчет потока в осевых турбомашинах. - Л.: Машиностроение, 1967. - 327 с. 3., Коваль В.А., Романов В.В. и др. Основы проектирования газотурбинных двигателей и установок / Б.П. - Харьков: Контраст, 2005. - 375 с. 4. Дринг, Джослин. Моделирование течения в меридиональной плоскости осевых турбомашин// Энергетические машины и установки. - 1986. - №2. - С. 7-17. 5.Хирш, Дринг. Расчетные модели течения в турбомашинах при осреднении по массовому расходу и импульсу параметрах потока// Энергетические машины и установки. - 1988. - №3. - С. 38- 49.

Поступила в редколлегию 15.05.2008